

Vorschaltgetriebe an Motoren mit hoher Drehzahl für Hilfsantriebseinheiten

Publication number: DE29905163U

Publication date: 1999-07-01

Inventor:

Applicant: ASEC GMBH (DE)

Classification:

- international: *B60N2/02; B60N2/225; F16H1/32; B60N2/02;
B60N2/225; F16H1/32; (IPC1-7): B60N2/22; F16H1/32*

- european: B60N2/02B; B60N2/225C; F16H1/32

Application number: DE19992005163U 19990320

Priority number(s): DE19992005163U 19990320

[Report a data error here](#)

Abstract not available for DE29905163U

Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide



⑯ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

Gebrauchsmuster

⑯ DE 299 05 163 U 1

⑯ Int. Cl. 6:
F 16 H 1/32
// B60N 2/22

DE 299 05 163 U 1

⑯ Aktenzeichen: 299 05 163.3
⑯ Anmeldetag: 20. 3. 99
⑯ Eintragungstag: 1. 7. 99
⑯ Bekanntmachung im Patentblatt: 12. 8. 99

⑯ Inhaber:
ASEC GmbH, 51702 Bergneustadt, DE
⑯ Vertreter:
Buse, Mentzel, Ludewig, 42275 Wuppertal

Rechercheantrag gem. § 7 Abs. 1 GbmG ist gestellt
⑯ Vorschaltgetriebe an Motoren mit hoher Drehzahl für Hilfsantriebseinheiten

DE 299 05 163 U 1

Kennwort: „Ausgleichsexzentergetriebe“

Firma ASEC GmbH, D-51702 Bergneustadt, Hauptstraße 2

Vorschaltgetriebe an Motoren mit hoher Drehzahl für Hilfsantriebseinheiten

Die Neuerung betrifft ein Vorschaltgetriebe an Motoren mit hoher Drehzahl für Hilfsantriebseinheiten, wobei mit der Antriebswelle des Motors eine Exzентerscheibe drehfest verbunden ist, auf der ein als erstes Triebglied fungierendes Stirnzahnrad gelagert ist, das mit seiner Außenverzahnung an einer Eingriffsstelle mit der Innenverzahnung eines undrehbar gehaltenen, konzentrisch zur Antriebswelle angeordneten Innenzahnkranzes kämmt, wobei die Zähnezahl des Stirnzahnrades um wenigstens einen Zahn kleiner ist als die Zähnezahl des Innenzahnkranzes, und der Kopfkreisdurchmesser des Stirnzahnrades um wenigstens eine Zahnhöhe kleiner ist als der Fußkreisdurchmesser des Innenzahnkranzes, und das Exzentermaß der Exzenterscheibe gegenüber dem Zentrum der Antriebswelle der halben Differenz von Kopfkreisdurchmesser des Stirnzahnrades und Fußkreisdurchmesser des Zahnkranzes entspricht, während das Stirnzahnrad drehmomentübertragend mit einer konzentrisch zur Antriebsachse gelagerten, ein zweites Triebglied bildenden Abtriebsscheibe verbunden ist, wobei das eine Triebglied zumindest einen axial abragenden Zapfen aufweist, der in eine Bohrung eines zweiten Triebgliedes eingreift, und die Bohrung einen um die Exzentrizität der Exzenterscheibe größeren Durchmesser als der Zapfen des ersten Triebgliedes aufweist.

Hochuntersetzende Vorschaltgetriebe an Motoren lassen sich insbesondere bilden, indem Schneckengetriebe eingesetzt werden. Die Verwendung eines Schneckentriebes hat zwar in aller Regel auch den Vorteil der Selbsthemmung, ist jedoch nicht in jedem Fall geeignet, da sich ein Winkeltrieb ergibt, für den in manchen Fällen der Platzbedarf nicht zur Verfügung steht.

Als hochuntersetzende Getriebebaueinheit hat sich auch ein offener Planeten-trieb bewährt, bei dem der Planet als Stirnzahlrad ausgebildet ist, das auf ei-nem den Getriebesteg darstellenden Exzenter gelagert ist und an einer Ein-griffsstelle mit einem Hohlrad kämmt. Ein derartiges hochuntersetzendes und auch selbsthemmendes Getriebe ist beispielsweise aus der US 3 673 891 be-kannt, bei dem es sich darum handelt, die in eine Schwenkwelle mit einem drehfest damit verbundenen Exzenter eingeleitete Drehbewegung für die Ver-schwenkung einer Rückenlehne eines Fahrzeugsitzes zu nutzen. Ähnliche Verhältnisse liegen auch bei einer Lösung vor, wie sie durch die US 3 667 804 bekanntgeworden ist. Denn auch dort ist mit einer manuell betätigbaren Antriebswelle eine Exzентerscheibe drehfest verbunden, auf der ein Stirn-zahnrad gelagert ist, das mit seiner Außenverzahnung mit der Innenverzah-nung eines undrehbar gehaltenen Zahnkranzes kämmt, der bei dem beschrie-benen Ausführungsbeispiel Bestandteil eines mit dem Sitzteil fest verbunde-nen Beschlagteiles ist. Dabei weist das Stirnzahlrad auf einer Seite drei abra-gende Zapfen auf, die in Löcher des mit der Rückenlehne verbundenen Be-schlagteiles eingreifen, wobei diese Löcher einen um die Exzentrizität größe-ren Innendurchmesser aufweisen als der Außendurchmesser der Zapfen groß ist. Auch der Kopfkreisdurchmesser des Stirnzahlrades ist um wenigstens ei-ne Zahnhöhe kleiner als der Fußkreisdurchmesser des Innenzahnkranzes, wo-bei auch die Zähnezahl des Stirnzahlrades kleiner ist als die Zähnezahl der Innenverzahnung des Innenzahnkranzes. Der mit der Rückenlehne verbindbare Be-schlagteil schwenkt exakt um den Mittelpunkt der Schwenkwelle, weil die die Drehbewegung des Stirnzahlrades überlagernde Exzenterbewegung durch die Bohrungen im Beschlagteil und die darin eingreifenden durchmesserklei-

neren Zapfen vollständig ausgeglichen wird. Bei dieser vorbekannten, auch selbsthemmenden Ausführungsform wird zwar die Schwenkwellen manuell durch ein auf der Schwenkwellen drehfest angeordnetes Handrad angetrieben, jedoch ist es durchaus denkbar, die Schwenkwellen auch mit einem Elektromotor zu verbinden. Allerdings treten bei motorischem Antrieb mit hoher Drehzahl infolge der außermittigen Massenanordnung des Exzentrers Fliehkräfte auf, die zu störenden Unwuchten führen.

Aufgabe der Neuerung ist es, ein platzsparendes, hochunterstützendes, motorisch antreibbares Vorschaltgetriebe zu schaffen, bei dem durch Unwuchten entstehende Massenkräfte ausgeglichen werden können. Diese Aufgabe wird neuerungsgemäß dadurch gelöst, daß an die das Stirnrad lagernde Exzentrerscheibe wenigstens eine weitere, einen Massenausgleich bewirkende Exzentrerscheibe in axialer Richtung angeschlossen ist, die derart mit der Antriebswelle des Motors drehfest verbunden ist, daß die Exzenterhöchstpunkte der Exzentrerscheiben einander diametral gegenüberliegen. Durch diese Anordnung einer zweiten Exzentrerscheibe tritt eine der Fliehkräfte aus der ersten Exzentrerscheibe entgegenwirkende zweite, entgegengesetzt gerichtete Fliehkraft auf, so daß sich die Massenkräfte gegeneinander aufheben, und selbst bei hoher Drehzahl an der Antriebswelle des Motors ein ruhiger Lauf der Antriebswelle zustandekommt. Auch ein derartiges Vorschaltgetriebe ist selbsthemmend.

Zur Erzielung von Abstützvorteilen einerseits und weitergehendem Massenausgleich andererseits ist auch auf der weiteren Exzentrerscheibe ein in die Innenverzahnung des Innenzahnkranzes eingreifendes, ein Übertragungsglied zwischen den Triebgliedern bildendes Stirnrad gelagert, das einerseits zumindest eine Bohrung zur Aufnahme des vom ersten Triebglied abragenden Zapfens und andererseits zumindest einen Zapfen zum Eingriff in eine Bohrung der das zweite Triebglied bildenden Abtriebsscheibe aufweist.

Obschon es denkbar ist, daß nur jeweils die Kombination eines einzigen Zapfens am Stirnzahnrad mit einer einzigen Bohrung in der Abtriebsscheibe zur Drehmomentübertragung möglich ist, so ist es doch nach einem Ausgestaltungsmerkmal der Neuerung vorteilhaft, wenn vom das erste Triebglied bildenden Stirnzahnrad mehrere, gleichmäßig auf einem koaxial zur Lagerstelle verlaufenden Kreis angeordnete Zapfen in axialer Richtung abragen und in eine gleich große Anzahl von Bohrungen in der das zweite Triebglied bildenden Abtriebsscheibe eingreifen können, wobei die Bohrungen auf einem gleich großen Kreis wie die Zapfen angeordnet sind, der jedoch koaxial zum Lageransatz der im Getriebegehäuse koaxial zur Antriebsachse gelagerten Abtriebsscheibe angeordnet ist. Dies gilt auch bei der Verwendung eines Übertragungsgliedes, das zwischen den Triebgliedern als Stirnzahnrad angeordnet ist. Auch in diesem Fall ragen vom das erste Triebglied bildenden Stirnzahnrad mehrere, gleichmäßig auf einem koaxial zur Lagerstelle verlaufenden Kreis angeordnete Zapfen in axialer Richtung ab und greifen in eine gleiche Anzahl von Bohrungen in dem das Übertragungsglied zwischen den Triebgliedern bildenden zweiten Stirnzahnrad ein, wobei von diesem Übertragungsglied zwischen dessen Bohrungen mehrere Zapfen wiederum abragen, die in eine entsprechende Anzahl von Bohrungen der koaxial zur Antriebsachse gelagerten Abtriebsscheibe eingreifen. Dabei mag es zum Zwecke der Verminderung von Reibung bzw. zur Erzielung eines geräuscharmen Laufes vorteilhaft sein, die Zapfen entweder mit Gleitlagerbuchsen zu umfassen oder aber mit Wälzlagern zu umgreifen, die am Innenumfang der um die Exzentrizität größeren Bohrungen als der Außendurchmesser von Gleitlagerbuchsen bzw. Wälzlagern abwälzen. Außerdem mag es zur Geräuschdämpfung und zwecks zwängungsfreien Umlaufes vorteilhaft sein, die Zapfen mit elastischen Zwischenringen zu umfassen, die ihrerseits die Gleitlagerbuchsen bzw. die Wälzlager aufnehmen.

Zur Minimierung der Geräuschentwicklung während des Umlaufes des Vorschaltgetriebes mag es zweckmäßig sein, die Verzahnungsebenen zwischen dem das erste Triebglied bildenden Stirnzahnrad und der zugehörigen Innen-

verzahnung des Innenzahnkranzes einerseits und zwischen dem ein Übertragungsglied bildenden, zweiten Stirnzahnrad und der zugehörigen Innenverzahnung des Innenzahnkranzes andererseits unterschiedlich zu gestalten. Dabei mögen unterschiedliche Zahnformen oder unterschiedliche Verzahnungsarten eine Rolle spielen.

Vorteilhafterweise sind die Getriebebauteile in einem Gehäuse abgekapselt, wobei der undrehbar gehaltene, konzentrisch zur Antriebswelle angeordnete Innenzahnkranz vorteilhaft Bestandteil eines topfartigen Gehäuses ist, das mit seiner Bodenscheibe am Kragen des Motors abgestützt und mittels Schrauben an den Motor angeflanscht sein mag. Allerdings ist es auch denkbar, daß die Bodenscheibe des topfartigen Gehäuses am Kragen des Motors abgestützt ist und mit einem Ringansatz in das Motorgehäuse faßt, das mit eingepreßten Ringrillen an einer Ringnut des Ringansatzes des topfartigen Gehäuses festgelegt sein kann. Dabei ist die offene Seite des topfartigen Gehäuses vorteilhaft durch einen Lagerdeckel verschließbar, in welchem die Abtriebsscheibe mit ihrem aus dem Lagerdeckel austretenden Wellenstumpf koaxial zur Antriebswelle des Motors gelagert ist.

Die Neuerung ist in Ausführungsbeispielen auf der Zeichnung dargestellt und wird nachfolgend näher erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 ein erstes Ausführungsbeispiel des an einen Elektromotor angeflanschten Vorschaltgetriebes in vergrößertem Maßstab und in einem Längsschnitt nach der Linie I – I von Fig. 2,

Fig. 2 die im Getriebegehäuse angeordnete Abtriebsscheibe in einem Schnittverlauf nach der Linie II – II von Fig. 1,

Fig. 3 ein weiteres Ausführungsbeispiel eines Vorschaltgetriebes, bei dem zwischen das erste Triebglied und das zweite Triebglied ein Übertragungsglied in Form eines Stirnzahnrades geschaltet ist,

wobei dieses Vorschaltgetriebe ebenfalls in einem Längsschnitt, jedoch nach der Linie III – III von Fig. 4 dargestellt ist,

Fig. 4 die im Gehäuse angeordnete Abtriebsscheibe des aus Fig. 3 ersichtlichen Ausführungsbeispiels in einer Schnittdarstellung nach der Linie IV – IV von Fig. 3,

Fig. 5 das Vorschaltgetriebe in einer Stirnansicht auf seine Abtriebsseite gesehen,

Fig. 6 einen der vom ersten Triebglied bzw. vom Übertragungsglied abragenden Zapfen in gegenüber den Fig. 1 bis 5 vergrößertem Maßstab, wobei der Zapfen von einem elastischen Zwischenglied umfaßt ist, auf dem seinerseits eine Gleitlagerbuchse angeordnet ist,

Fig. 7 eine andere Ausführungsform eines vom ersten Triebglied bzw. vom Übertragungsglied abragenden Zapfens, in einem Fig. 6 analogen Maßstab, wobei der Zapfen ebenfalls von einem elastischen Zwischenglied umfaßt ist, auf dem jedoch ein Wälzlagerring abgestützt ist.

Bei dem aus den Fig. 1 und 2 ersichtlichen Ausführungsbeispiel eines Vorschaltgetriebes sind die drehmomentübertragenden Getriebebauteile in einem Gehäuse 20 abgekapselt, wobei dieses Gehäuse 20 topfartig ausgebildet ist und mit seiner Bodenscheibe 21 auf einem Kragen 12 des elektrisch betriebenen Motors 10 einerseits abgestützt ist, und andererseits mittels Schrauben 40 mit dem Motor 10 undrehbar verbunden ist. Aus dem Kragen 12 des Motors 10 ragt eine Antriebswelle 11 aus, die einen zur Drehmitnahme geeigneten Querschnitt aufweisen kann, indem diese beispielsweise auf einer Längsseite angeflacht ist. Auf dieser Antriebswelle 11 ist eine Exzenter scheibe 13 drehfest angeordnet, auf welcher unter Zwischenschaltung, beispielsweise eines

Wälzlagers 19, ein als erstes Triebglied 14 fungierendes Stirnzahnrad 15 drehbar gelagert ist. Die Außenverzahnung 16 des Stirnzahnrades 15 kämmt in einer Eingriffsstelle mit der Innenverzahnung 18 eines Innenzahnkranzes 17, der Bestandteil des topartigen Gehäuses 20 ist, indem die Innenverzahnung 18 am Innenumfang dieses topartigen Gehäuses 20 angebracht ist. Von der dem Motor 10 gegenüberliegenden Stirnseite des Stirnzahnrades 15 ragen mehrere Zapfen 26 in axialer Richtung ab, wobei es sich bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel – wie aus Fig. 2 ersichtlich ist – um sechs gleichmäßig am Umfang verteilt angeordnete Zapfen 26 handelt. Obschon es nicht unbedingt erforderlich ist, daß die Zapfen 26 von Buchsen umfaßt sind, weisen die aus den Fig. 1 und 2 ersichtlichen Zapfen 26 Gleitlagerbuchsen 37 an ihrem Umfang auf, mit denen die Zapfen 26 in Bohrungen 29 einer als zweites Triebglied 27 fungierenden Abtriebsscheibe 28 eingreifen. Diese Abtriebs scheibe 28 weist in ihrem zentralen Bereich einen Lageransatz 30 auf, der sich in einem Wellenstumpf 32 fortsetzt, welcher aus dem Gehäuse 20 koaxial zur Antriebswelle 11 austritt. Der Lageransatz 30 der Abtriebsscheibe 28 ist von einem Wälzlager 33 umfaßt, das sich in einem Lagerdeckel 22 abstützt, der seinerseits im topartigen Gehäuse 20 - dieses verschließend - gehaltert ist. Neben der Exzinterscheibe 13 ist auf der Antriebswelle 11 eine weitere Exzinterscheibe 34 drehfest derart angeordnet, daß der Exzenterhöchstpunkt der Exzinterscheibe 34 dem Exzenterhöchstpunkt der Exzinterscheibe 13 diametral gegenüberliegt. Diese in bezug auf die Antriebswelle 11 dem Massenausgleich dienende Exzinterscheibe 34 greift in eine Ausnehmung 31 in der Abtriebsscheibe 28 und deren Lageransatz 30 derart ein, daß zwischen dem Innenumfang der Ausnehmung 31 und der Exzinterscheibe 34 Spiel vorhanden ist.

Wie bereits eingangs erwähnt, sind die Bohrungen 29 in der Abtriebsscheibe 28 derart dimensioniert, daß sie um die Exzentrizität größer sind als der Außendurchmesser der auf den Zapfen 26 angeordneten Gleitlagerbuchsen 37. Außerdem ist noch zu erwähnen, daß der Lagerdeckel 22 mehrere Befestigungsbohrungen 41 und 42 aufweist, mit denen das Vorschaltgetriebe und der

damit fest verbundene Motor 10 an Rahmenteilen, beispielsweise von Fahrzeugen, befestigt werden kann.

Bei Drehung der Antriebswelle 11 werden auch die Exzenter 13 und 34 mitgedreht. Über den Exzenter 13 wird bei dem aus Fig. 1 ersichtlichen Ausführungsbeispiel auch das Stirnzahnrad derart exzentrisch bewegt, daß die Eingriffsstelle der Außenverzahnung 16 gegenüber der Innenverzahnung 18 des feststehenden Innenzahnkranzes 17 umläuft. Bei einer Zähnezahldifferenz von nur einem Zahn zwischen der Außenverzahnung 16 des Stirnzahnrades 15 und der Innenverzahnung 18 des Innenzahnkranzes 17 wird bei einer Umdrehung der Antriebswelle 11 das Stirnzahnrad 15 um nur eine Zahnteilung weitergedreht, wobei diese Drehbewegung auch der Abtriebsscheibe 28 mitgeteilt wird, die sich damit um den gleichen Drehwinkel weiterdreht, wie auch das Stirnzahnrad 15. Je größer demzufolge die Zähnezahl der Innenverzahnung 18 ist, desto höher ist auch das Untersetzungsverhältnis.

Bei dem aus den Fig. 3 und 4 ersichtlichen Ausführungsbeispiel ist zwischen dem auf der Exzентerscheibe 13 über das Wälzlager 19 abgestützten, das erste Triebglied 14 bildenden Stirnzahnrad 15 und der das zweite Triebglied 27 bildenden und im Lagerdeckel 22 über das Wälzlager 33 abgestützten Abtriebsscheibe 28 ein Übertragungsglied 35 in Form eines weiteren Stirnzahnrades 36 angeordnet. Dieses Stirnzahnrad 36 entspricht in seinen Abmessungen und Zähnezahlen dem Stirnzahnrad 15. Seine Lagerung erfolgt jedoch auf der Exzентerscheibe 34, wobei zwischen die Lagerbohrung des Stirnzahnrades 36 und die Exzентerscheibe 34 ein weiteres Wälzlager 43 geschaltet sein mag. Dabei ist das Stirnzahnrad 36 derart angeordnet, daß es sich im Vergleich zur Zahneingriffsstelle des Stirnzahnrades 15 exakt diametral gegenüberliegend in der Innenverzahnung 18 des Innenzahnkranzes 17 abstützt und in dieser Lage durch die Exzентerscheibe 34 gehalten wird.

Im Unterschied zum Stirnzahnrad 15 weist das ein Übertragungsglied 35 bildende Stirnzahnrad 36 auch Bohrungen 29 auf, in welche die von Gleitlager-

buchsen 37 umgriffenen Zapfen 26 eingreifen können. Dabei sind die Bohrungen 29 und die Gleitlagerbuchsen 37 im vorgenannten Sinne dimensioniert. Auf der vom Motor 10 abragenden Seite treten aus der Stirnseite des als Übertragungsglied 35 fungierenden Stirnzahnrades 36 ebenfalls Zapfen 26 aus, die entweder von Gleitlagerbuchsen 37 umgriffen sein können oder aber, wie in Fig. 3 dargestellt, von Wälzlagern 39 umfaßt sind, die in Bohrungen 38 der das zweite Triebglied 27 bildenden Abtriebsscheibe 28 eingreifen. Es versteht sich, daß die Lösung hinsichtlich der Anordnung von Wälzlagern 39 auf den Zapfen 26 nicht nur auf den Eingriff in die Abtriebsscheibe 28 beschränkt ist, sondern vielmehr könnten alle Zapfen 26 – auch die des Stirnzahnrades 15 – anstatt mit Gleitlagerbuchsen 37 mit Wälzlagern 39 versehen sein.

Im Gegensatz zu der aus Fig. 1 ersichtlichen Lösung, bei der das Vorschaltgetriebe als Anflanschgetriebe an den Motor 10 mittels Schrauben 40 angeschlossen ist, kann die Verbindung zwischen dem Vorschaltgetriebe und dem Motor auch in Form eines Integrationsgetriebes ausgebildet sein. Zu diesem Zweck ist die Bodenscheibe 21 des topfartigen Gehäuses 20 mit einem Ringansatz 23 versehen, in dessen Ringnut 24 eine Ringrille 25 im Mantel des Motors 10 eingepreßt ist.

Die Funktionsweise des aus den Fig. 3 und 4 ersichtlichen Ausführungsbeispiele des Vorschaltgetriebes ist analog der Funktionsweise des aus den Fig. 1 und 2 ersichtlichen Ausführungsbeispiele eines Vorschaltgetriebes anzusehen.

Bei den aus den Fig. 6 und 7 ersichtlichen Ausführungsformen ist dargestellt, daß die Zapfen 26 von elastischen Zwischenringen 44 umfaßt sind, auf denen entweder – wie in Fig. 6 dargestellt – Gleitlagerbuchsen 37 abgestützt sind, oder aber – wie aus Fig. 7 ersichtlich ist – werden die elastischen Zwischenringe an den Zapfen 26 von Wälzlagern 39 umgriffen. Diese Maßnahmen dienen sowohl der Geräuschdämpfung als auch dem Toleranzausgleich.

30.03.99

Wie bereits erwähnt, geben die dargestellten und vorbeschriebenen Ausführungsformen die Neuerung nur beispielsweise wieder, die keinesfalls allein darauf beschränkt ist. Es sind vielmehr noch mancherlei Ausgestaltungen und Ausführungsformen des Neuerungsgegenstandes denkbar. Darüber hinaus sind alle aus den Beschreibungsunterlagen und den Zeichnungen ersichtlichen Merkmale neuerungswesentlich, auch wenn sie in den Ansprüchen nicht ausdrücklich beansprucht sind.

BUSE · MENTZEL · LUDEWIG

EUROPEAN PATENT AND TRADE MARK ATTORNEYS

Postfach 2014 62
D-42214 Wuppertal

Kleiner Werth 34
D-42275 Wuppertal

20.03.00
PATENTANWÄLTE

Dipl.-Phys. Mentzel
Dipl.-Ing. Ludewig

31a

Wuppertal,

Kennwort: „Ausgleichsexzentergetriebe“

Firma ASEC GmbH, D-51702 Bergneustadt

Bezugszeichenliste:

10	Motor	34	Exzентerscheibe
11	Antriebswelle, von 10	35	Übertragungsglied
12	Kragen, an 10	36	Stirnrad
13	Exzenterscheibe	37	Gleitlagerbuchse
14	Triebglied, erstes	38	Bohrung
15	Stirnrad	39	Wälzlager
16	Außenverzahnung, an 15	40	Schraube
17	Innenzahnkranz	41	Befestigungsbohrung
18	Innenverzahnung	42	Befestigungsbohrung
19	Wälzlager	43	Wälzlager
20	Gehäuse, topfartig	44	Zwischenring
21	Bodenscheibe, von 20		
22	Lagerdeckel		
23	Ringansatz, an 21		
24	Ringnut		
25	Ringgrille		
26	Zapfen		
27	Triebglied, zweites		
28	Abtriebsscheibe		
29	Bohrung		
30	Lageransatz, von 28		
31	Ausnehmung, in 28		
32	Wellenstumpf, von 28		
33	Wälzlager		

BUSE · MENTZEL · LUDEWIG

EUROPEAN PATENT AND TRADE MARK ATTORNEYS

Postfach 2014 62
D-42214 Wuppertal

Kleiner Werth 34
D-42275 Wuppertal

31a

20.000,00
PATENTANWÄLTE

Dipl.-Phys. Mentzel
Dipl.-Ing. Ludewig

Wuppertal,

Kennwort: „Ausgleichsexzentergetriebe“

Firma ASEC GmbH, D-51702 Bergneustadt, Hauptstraße 2

A n s p r ü c h e :

1.) Vorschaltgetriebe an Motoren mit hoher Drehzahl für Hilfsantriebseinheiten, wobei mit der Antriebswelle eine Exzenter scheibe drehfest verbunden ist, auf der ein als erstes Triebglied fungierendes Stirn zahnrad gelagert ist, das mit seiner Außenverzahnung an einer Eingriffsstelle mit der Innenverzahnung eines undrehbar gehaltenen, konzentrisch zur Antriebswelle angeordneten Innen zahnkranzes kämmt, wobei die Zähnezahl des Stirn zahnrades um wenigstens einen Zahn kleiner ist als die Zähnezahl des Innen zahnkranzes, und der Kopfkreis durchmesser des Stirn zahnrades um wenigstens eine Zahn höhe kleiner ist als der Fußkreis durchmesser des Innen zahnkranzes, und das Exzentermaß der Exzenter scheibe gegenüber dem Zentrum der Antriebswelle der halben Differenz von Kopfkreis durchmesser des Stirn zahnrades und Fußkreis durchmesser des Zahn kranzes entspricht, während das Stirn zahnrad drehmoment übertragend mit einer konzentrisch zur Antriebsachse gelagerten, ein zweites Trieb glied bildenden Abtriebsscheibe verbunden ist, wobei das eine Trieb glied zumindest einen axial abragenden Zapfen aufweist, der in eine Bohrung eines zweiten Trieb gliedes eingreift und die Bohrung einen um die Exzentrizität

der Exzenter scheibe größeren Durchmesser als der Zapfen des ersten Triebgliedes aufweist,

dadurch gekennzeichnet,

daß an die das Stirnzahnrad (15) lagernde Exzenter scheibe (13) wenigstens eine weitere, einen Massenausgleich bewirkende Exzenter scheibe (34) in axialer Richtung anschließt, die derart mit der Antriebswelle (11) des Motors (10) drehfest verbunden ist, daß die Exzenterhöchstpunkte der Exzenter scheibe (13, 34) einander diametral gegenüberliegen.

- 2.) Vorschaltgetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß auch auf der weiteren Exzenter scheibe (34) ein in die Innenverzahnung (18) des Innenzahnkranges (17) eingreifendes, ein Übertragungsglied (35) zwischen den Triebgliedern (14, 27) bildendes Stirnzahnrad (36) gelagert ist, das einerseits zumindest eine Bohrung (29) zur Aufnahme des vom ersten Triebglied (14) abragenden Zapfens (26) und andererseits zumindest einen Zapfen (26) zum Eingriff in eine Bohrung (38) der das zweite Triebglied (27) bildenden Abtriebsscheibe (28) aufweist.
- 3.) Vorschaltgetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß vom das erste Triebglied (14) bildenden Stirnzahnrad (15) mehrere, gleichmäßig auf einem konzentrisch zu seiner Lagerstelle verlaufenden Kreis angeordnete Zapfen (26) in axialer Richtung abrugen und in eine gleiche Anzahl von Bohrungen (29) auf einem gleich großen Kreis wie die Zapfen (26) angeordnet sind, der jedoch konzentrisch zum Kragen (12) der im Getriebegehäuse (20) koaxial zur Antriebsachse (11) gelagerten Abtriebsscheibe (28) angeordnet ist.
- 4.) Vorschaltgetriebe nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß vom das erste Triebglied (14) bildenden Stirnzahnrad (15) mehrere, gleichmäßig

auf einem konzentrisch zur seiner Lagerstelle verlaufenden Kreis angeordnete Zapfen (26) in axialer Richtung abragen und in eine gleiche Anzahl von Bohrungen (29) in dem das Übertragungsglied (35) zwischen den Triebgliedern (14, 27) bildenden zweiten Stirnzahnrad (36) eingreifen können, wobei von diesem Übertragungsglied (35) zwischen dessen Bohrungen (29) mehrere Zapfen (26) abragen, die in eine entsprechende Anzahl von Bohrungen (38) der koaxial zur Antriebsachse (11) gelagerten Abtriebsscheibe (28) eingreifen.

- 5.) Vorschaltgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Zapfen (26) von Gleitlagerbuchsen (37) umgriffen sind, die am Innenumfang der um die Exzentrizität größeren Bohrungen (29) als der Außendurchmesser der Gleitlagerbuchsen (37) abwälzen.
- 6.) Vorschaltgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Zapfen (26) von Wälzlagern (39) umgriffen sind, die am Innenumfang der um die Exzentrizität größeren Bohrungen (38) als der Außendurchmesser der Wälzlagern (39) abwälzen.
- 7.) Vorschaltgetriebe nach Anspruch 5 oder 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Zapfen (26) von elastischen Zwischenringen (44) umfaßt sind, die ihrerseits die Gleitlagerbuchsen (37) oder die Wälzlagern (43) aufnehmen.
- 8.) Vorschaltgetriebe nach einem oder mehreren der Ansprüche 2 und 4 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Verzahnungsebenen zwischen dem das erste Triebglied (14) bildenden Stirnzahnrad (15) und der zugehörigen Innenverzahnung (18) des Innenzahnkranzes (17) einerseits und zwischen dem ein Übertragungsglied (35) bildenden zweiten Stirnzahnrad (36) und der zugehörigen Innenverzahnung (18) des Innenzahnkranzes (17) andererseits zur Laufgeräuschringerung unterschiedlich gestaltet sind.

- 9.) Vorschaltgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Innenzahnkranz (17) Bestandteil eines topfartigen Gehäuses (20) ist, das mit seiner Bodenscheibe (21) am Kragen (12) des Motors (10) abgestützt und mittels Schrauben (40) an den Motor (10) angeflanscht ist.
- 10.) Vorschaltgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß der Innenzahnkranz (17) Bestandteil eines topfartigen Gehäuses (20) ist, dessen Bodenscheibe (21) am Kragen (12) des Motors (10) abgestützt ist und mit einem Ringansatz (23) in das Gehäuse des Motors (10) faßt, das mit eingepreßten Ringrillen (25) an einer Ringnut (24) des Ringansatzes (23) des topfartigen Gehäuses (20) festgelegt ist.
- 11.) Vorschaltgetriebe nach den Ansprüchen 9 und 10, dadurch gekennzeichnet, daß die offene Seite des topfartigen Gehäuses (12) durch einen Lagerdeckel (22) verschließbar ist, in welchem die Abtriebsscheibe (28) mit ihrem aus dem Lagerdeckel (22) austretenden Wellenstumpf (32) koaxial zur Antriebswelle (11) des Motors (10) gelagert ist.

20-03-99

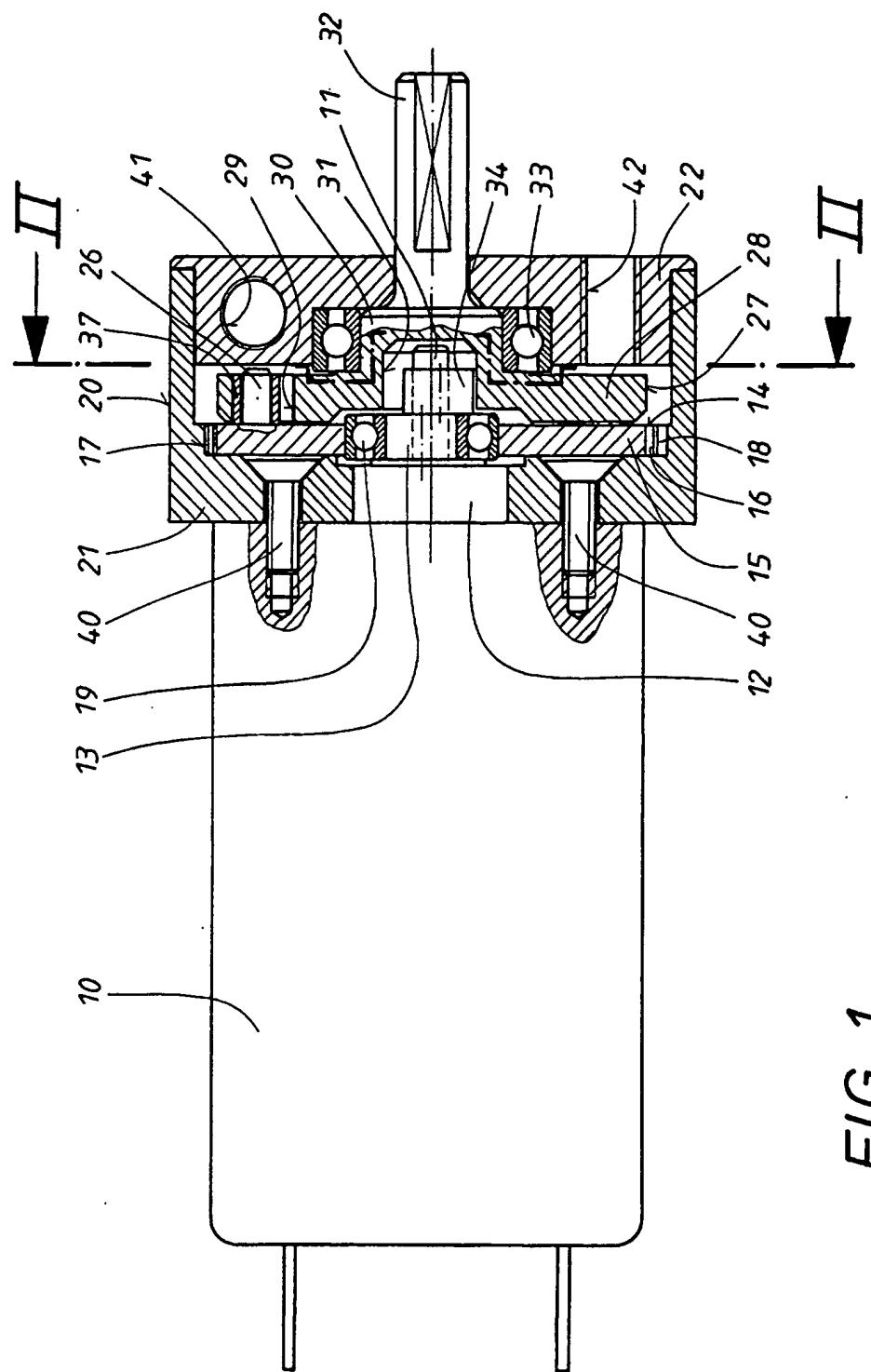
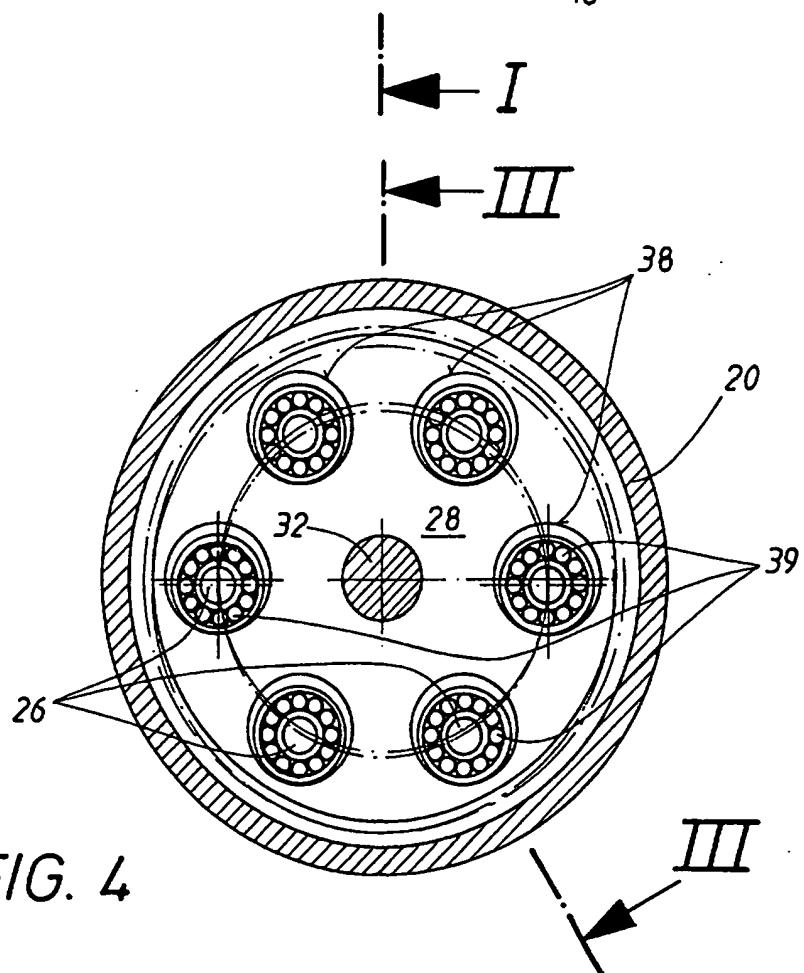
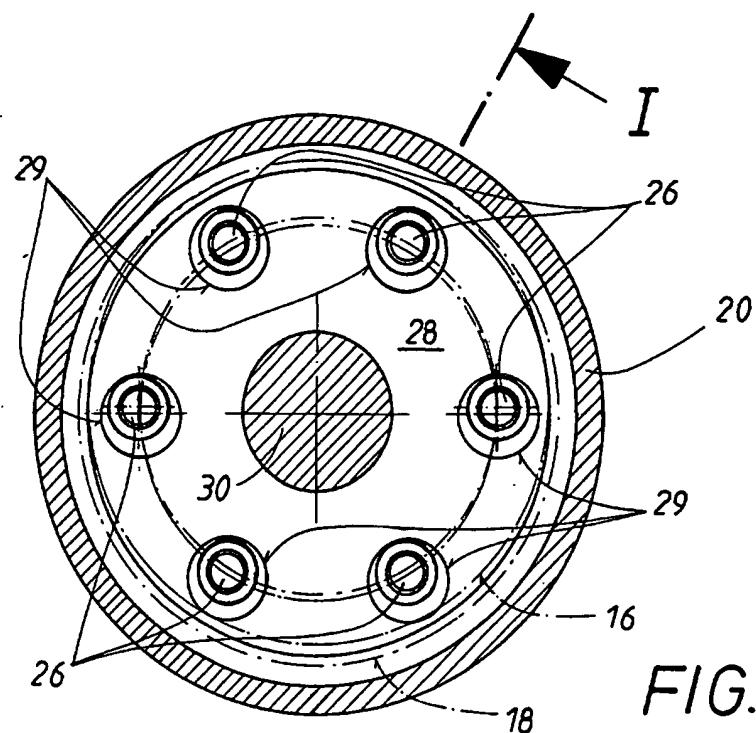


FIG. 1

20-03-99



ASEC

20.03.99

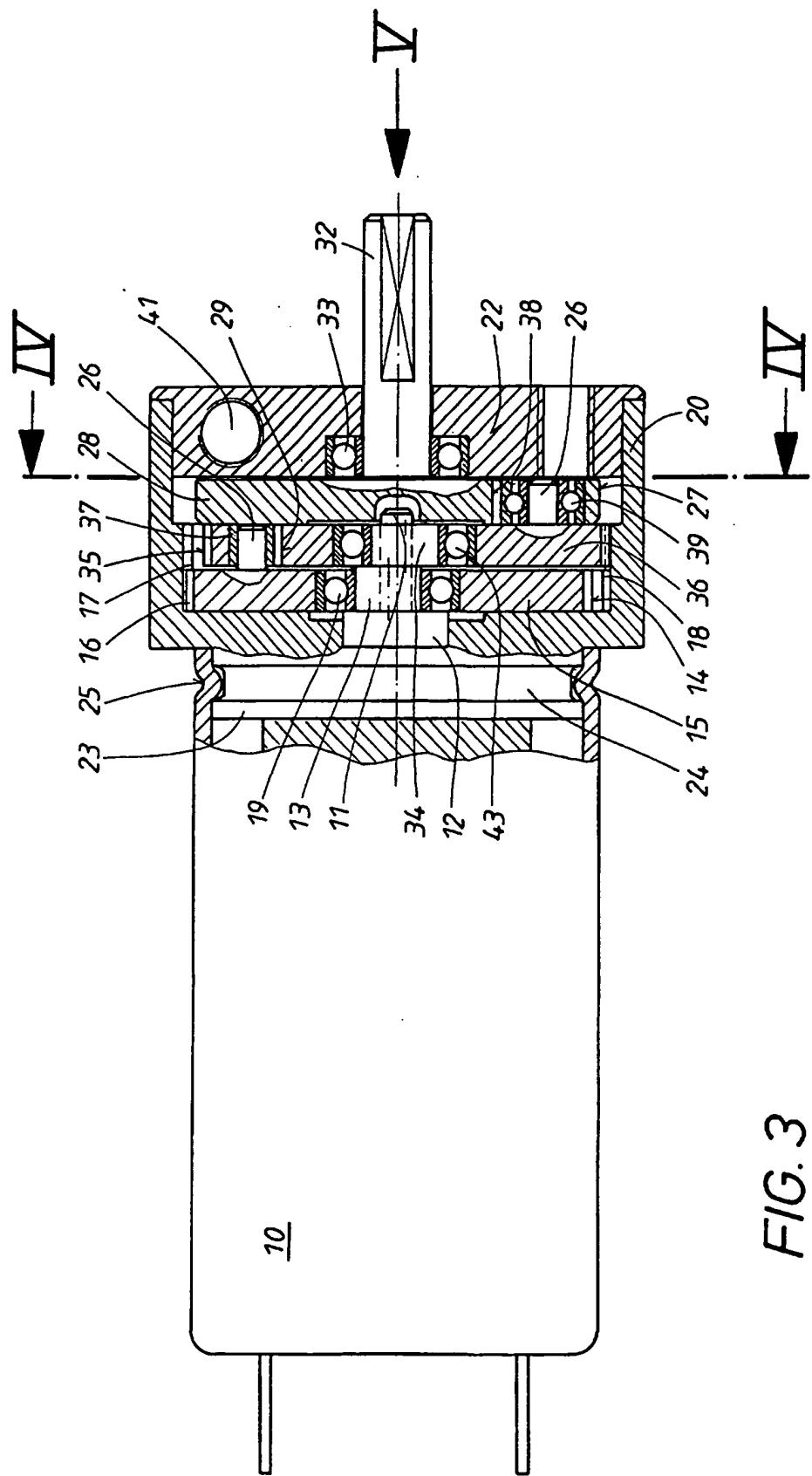


FIG. 3

20-03-99

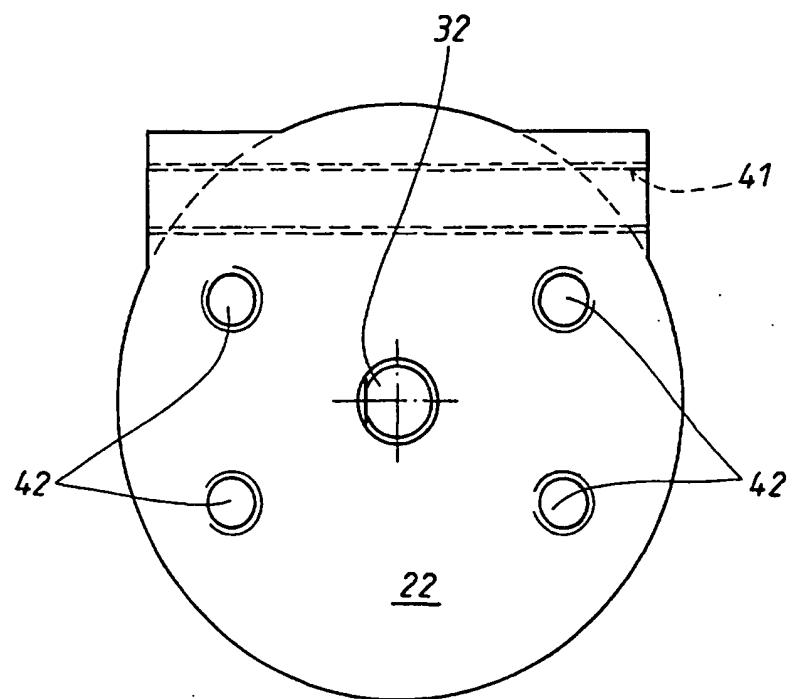


FIG. 5

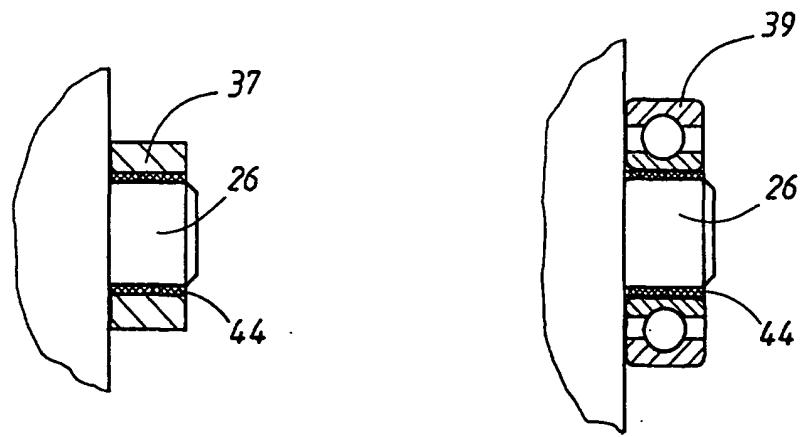


FIG. 6

FIG. 7